

⑤ Int. Cl.

⑤ 日本分類

日本国特許庁

⑩ 特許出願公告

B 60 k
F 16 h

80 D 031
80 D 032
54 A 4
80 A 02

⑩ 特 許 公 報

昭47—31773

④ 公告 昭和47年(1972)8月15日

発明の数 4

(全19頁)

1

2

⑤ 差動型無段電動変速機

② 特 願 昭43—37230

② 出 願 昭43(1968)5月31日

⑦ 発 明 者 毛利陽一

横浜市鶴見区馬場町402

⑦ 出 願 人 日産自動車株式会社

横浜市神奈川区宝町2

代 理 人 弁理士 清瀬三郎 外1名

図面の簡単な説明

第1図は本発明の一実施例の骨子図、第2～4図はその特性図で、第2図は出力軸回転速度に対する各部の回転速度図、第3図はトルク特性図、第4図は動力特性図である。第5～8図はそれぞれ変型実施例を示し、第9図は第7、8図の速度線図である。第10、11図も変型実施例を示し、第12図は第10図の速度線図である。第13～20図はモーターを2速減速した場合の説明図で、第13図はその場合のトルク特性図、第14～20図はそれぞれ変型実施例を示す。第21～27図はエンジンに対してオーバードライブのできる型式の説明図で、第21、22図はその実施例、第23図はその速度線図、第24図は車速に対するトルク関係図、第25、26図は他の実施例、第27図は他のトルク特性図例を示す。第28、29図は本発明に適用され得る内歯車のない遊星歯車組の2例を示し、各図のイは正面図、ロは側面図であり、第30～32図はその実施例を示す。尚第33図は本発明の電気収受関係図例を示すものである。

発明の詳細な説明

本発明は差動型無段電動変速機であつて元來電気式の自動変速機としての考え方から出発しているが適当な蓄電池を用いることによりハイブリッド式電気自動車として利用出来る。しかも動力伝達は分割方式を用い、1つの経路は電氣的に発電

機、電気モーターによりエネルギーの転換を行なうが、他の1つの経路は機械的に直接エネルギー伝達を行なうのではほとんど損失がない。しかも普通の走行では主に機械的伝達のみを用いることも可能である。これを普通のガソリン自動車に比較すると、エンジンは小容量のものをい用いスロットルバルブは常時全開のまま用いるので排気による大気汚染は少ない。全出力はエンジン出力とモーター出力の和になるので、モーター出力のみによる普通のハイブリット方式より小さいモーターですむ。エンジン出力に対し電氣的出力を併用するのは発進、登坂、最高速のみで普通の平地走行には電気を使わないので蓄電池容量は小型ですむ等の利点がある。

本発明の第1の実施例に就き述べるとエンジンよりの入力単純遊星歯車のキャリアーに加えられてサンギヤーとリングギヤーに2分される。サンギヤーのエネルギーは発電機のローターを回し発電作用を起す。リングギヤーは直接に出力軸へつながるので機械的に車両を動かす動力を伝える。しかしこのトルクは発進及び登坂には不十分なので、発電されたエネルギーが出力軸に直結されたモーターに加えられて大きなトルクになつて再生される。車両が止つてゐる時はサンギヤーは入力軸より高速回転を行なうので発電機は小型化することができる。モーターから出力軸に至る経路も減速することによつてモーターの高速化が可能でありこれも一層小型にできる。

さらにこれを2速に変速することにより車両が低速走行の時にモーターを高速で回し、大きい出力を得ることができる。又エンジンより出力軸に至る間をオーバードライブの状況にして、エンジン側を出力軸より低速回転として走行抵抗に合つたエンジン出力を得ることができる。

第1図は本発明実施例の骨子図を示す。エンジンから入力軸Iに伝わつた動力P_iは遊星歯車のキャリアーC₁に伝わり2分割される。遊星歯車のサン

ギヤ S_1 は発電機のローターGRを回し、リングギヤ R_1 はフィールドGFを回す。発電機のフィールドGFは中間軸 O_3 に直結しこれと同時に回転する。入力軸Iと中間軸 O_3 及び発電機のローターGRの回転速度の関係は第2図に示した通りである。

中間軸 O_3 にはモーターのローターMRが取り付けられる。モーターのフィールドMFは車体Bに固定され、ローターMRは出力軸 O_2 に結合される。コントローラCTは発電機のフィールド電流を制御して発電機の吸収トルクを加減してフィールド

とローターの回転速度差を一定に保ちつつ発電さ

せ、その電流を蓄電池Eへ送る。そのために入力軸I（又はエンジン）と出力軸 O_2 にはガバナ G_i 及び G_o を備える。アクセルレーダーペダルAによりコントローラCTに指示をあたえ、出力軸回転速度を比較してモーターの駆動トルクを制御する。アクセルを踏めばモーターの発生トルクが増大して車輛を加速し、放した時はモーターをも発電機として電力を回収して制動することが出来る。尚CLは直結クラッチ、PBはパーキングブレーキ

10を示す。尚コントローラCT及び各部電気の収受関係図を第33図に例示し、又下表に例記した。

運 転 条 件	エンジン rpm	ガバナ 信号	発 電 機		充電 信号	モーター rpm	出力軸 ガバナ信号		アクセル ペダル信号	摘 要
			rpm	作用		作用	対発 電機	対モ ター	対発 電機	対モ ター
アイドリング	2000	回 転 差 維 持	6000	発 電	充 電 条 件	0 停 止	直結 指示	速 度 維 持	速 度 指 示	直接クラ ッチ結合
中 速	4000		8000			2000 モ ー ター 出 力				
高 速	6000		0000			4000				
最 高 速	6000		6000	直 放 電		6000	直結 指示	直結 指示	直結 指示	直接クラ ッチ結合
発 電 制 御	4000		4000	結 充 放 電		4000 発電 モーター				

上記に於いてその機能説明を下記する。

(I) 回転速度

遊星歯車のキヤリア、リングギヤ及びサンギヤの各回転速度を N_i 、 N_o 及び N_s とすると、

$$(\ell + 1) N_i = \ell N_o + N_s$$

(ℓ はリングギヤ歯数のサンギヤ歯数に対する比を表わす。)

となる。第2図はこれ等の回転速度が N_o と共にどの様に変化するかを示した。図に於いてa-b間は発電機のフィールドとローターの回転差 $N_g = N_s - N_o$ を6000rpmに保ち、 $\ell = 2.0$ とした時を示す。この時ローターはf-gの変化を示し、入力軸はd-eの変化を示す。ここでエンジンは最高速度に達するのでこれより高速側でエンジンの回転速度を一定に保つために発電機のローターの回転速度をg-cの様に变化させると入力軸は図のe-cに示す様に一定になる。

(II) トルク及び動力の N_o に対する変化を第3図及

び第4図に示す。第3図の縦軸は入力軸トルク T_i に対する各トルクの比を示す。入力軸より入ったトルクは遊星歯車でリングギヤトルク T_r と発電機ロータトルク T_g に2分される。この時

$$T_R / T_G = \ell \quad T_R + T_G = T_i \quad \text{であるので}$$

$$T_R = \frac{\ell}{\ell + 1} T_i$$

$$T_G = \frac{1}{\ell + 1} T_i \quad \text{となる。}$$

35 発電機では T_G はローターよりフィールドに引張りトルクとなつて伝わるので中間軸 O_3 には $T_R + T_G = T_i$ なるトルクが発生する。即ち入力軸から得た動力 $N_o T_R$ 、サンギヤには $N_s T_G$ だけ伝わる。リングギヤに伝わった動力はそのまま中間軸 O_3 に伝わった動力は $N_G T_G$ だけ発電エネルギーとなり、残りの

$$(N_S - N_G) T_G (= N_o T_G)$$

は機械的に中間軸へ伝達されるので中間軸のトルクは $N_o T_R$ と加わつて $N_o T_i$ なる。これは第

3図及び第4図のa-b-cで表わされる。

モータートルクは第3図のa-h-f-u-cとなるので全出力はo-n-i-u-pになる。

この時の動力は第4図において全出力p-uに対してモーター出力はc-uでありエンジン出力はp-cとなる。もし動力分割を用いない時はモーター、エンジン共にp-uの出力が必要なのである。発電機で電力に転換されたエネルギーは第4図でh-d-e-cに示される。このうちモーターで直接再生されうるものはh-i-e-cであり、そのトルクは第3図のa-h-i-e-cとなる。曲線i-e-cは充放電の平衡を保つ線で、走行抵抗がこの線より下の時は充電され、上の時は放電される。

(III) 発電制御

自動車は平地走行を行なっている時の抵抗を第3図のj-k-u線にあるとするとj-k間はそのエネルギーはエンジンのみで充分供給出来る。k-l間はこれに発電機のエネルギーを加えただけで充分である。蓄電池のエネルギーを放出するのはl-u間だけであるが、この区間は車速120km/h以上であり、普通の走行では余り使われない。この放電域の使われるのはこの様な特殊な高速又は登坂、加速時のみであるのでこれを使用する時間は比較的短かく、充電時間のほうが長くなるのでこれを制限する必要がある。その時には蓄電池の充電状況に応じてエンジンの制御回転速度を設定し、例えば第2図のm点に達すればそれ以降はm+n線に沿って制御することも可能である。この時は発電機のロータ回転速度はs-nに沿って制御される。又制御装置を簡単にするためにはエンジン回転速度はm-t、発電機ロータはs-tに沿うように制御しても差支えない。その時はエンジンの最高速度制御はe点よりエンジンはe-bに、発電機ロータはg-bに沿って制御されることになるであろう。この制御は直結クラツチCLを電磁的に作用させるのが便利である。

(IV) 電力回収

これはエンジンのスロットルバルブを閉めないでエンジンブレーキを利用出来ない。しかしモーターに発電機能をもたせることによつて電気ブレーキを用いることが出来る。又第4図からもわかるように低速においては機械伝達動力だ

けでも走行抵抗より大きいので速度制御のためにもモーターによる電気ブレーキが必要となる。

(V) モーター

低速の時はエンジンを用いなくてもモーターだけで充分に走行出来る。もしエンジンのスターターモーターが利かないか、無い時にはモーター走行を行なつてその後に発電機に電流を流してエンジンを始動することも出来る。

後退時はモーターのみで走つても良いので逆転歯車は不要である。

車両を止める時はフットブレーキと電気ブレーキを併用すればモーターの制動力を出力軸の回転速度に関連ずけて制御出来るため高速走行時のスキッド防止に役立ち得る。この装置のついた車両は停車中にエンジンより入力トルクを受けクリープする心配があるのでパーキングブレーキを用い常時は機械的にこれがロックして発進に際して自動明に解除する方法を用いると良い。

本装置の物徴をまとめると下記の通りである。

- (1) 動力分割式であるので損失が少なく効率が良い。
- (2) 無段変速であるので変速ショックの心配がない。
- (3) 電気系統には一部の動力しか伝わらないので発電機、モーターが小さい。
- (4) 比較的小さいエンジンで大きい駆動力が得られる。
- (5) 適当な蓄電池を用いると短時間は電気のみで動く。
- (6) 低速時でもエンジンのスロットルバルブは閉めないで排気による大気汚染は少ない。
- (7) 電気制動によるエネルギーの一部回収あるいはスキッド防止が出来る。

- (8) 蓄電池の状況に応じてエンジンの常用回転速度の制御を行なつて充電の調整が出来る。

尚第1図実施例の変型配置例として第5～12図掲げる。添加符号は第1図のそれに対応するものである。尚追加符号として l_1 , l_2 等は第1、第2等の遊星歯車組を示す。

第5図は寸法の大きいモーターをエンジンに近く置くので配置が良い。

第6図は遊星歯車を発電機の後部に配置するのでそれに対する潤滑油の供給が容易で、かつ油の

温度を下げ得る。

第7図では発電機は入力軸Iに対して増速され出力軸O₂はモーターに対して減速される。第8図の如く発電機を前置すればフラツシュの配置も都合が良く、発電機とモーターを分離してプロペラ5軸でつなぐこともできる。

第9図は $\ell_1=3$, $\ell_2=2$ とした時の第7, 8図の速度線図であり($N_i \text{ max} = 5000 \text{ rpm}$, $N_o \text{ max} = 15000 \text{ rpm}$ とした)、各縦線はそれぞれの歯車の回転速度を示す関数尺で傾線は10各状態における歯車の速度関係が一直線上にあることを示す。

第10図はモーターの回転方向は反対になるがモーターの減速比を小さくすることができる。

第11図の如くダブルピニオン遊星歯車組R₂, 15 C₂, S₂を用いるとモーターは正方向の回転で減速比は小さくなる。

第12図は $\ell_1=3$, $\ell_2=2.5$ とした時の第10図の速度線図である(発電機とモーターの最高回転速度が一致する)。

上記各実施例では急坂で始動する様な場合には充分な力がない心配がある。その対策としてはモーターから出力軸に至る動力伝達経路を2速減装置とし、発進及び登坂には低速域を用い、平地走行には高速域を用いると良い。

第13図はこの場合は性能曲線で $o h f u p$ は高速域、 $\dot{o} h \dot{f} \dot{u} \dot{p}$ は低速域の性能曲線を示す。トルクの大きさ $a h$ は $c u$ の3倍であるが減速比2.5と仮定してあるので $a \dot{h}$ は $c u$ の7.5倍で $o h$ は $p u$ の3倍となる。 p 点の車速を150 km/hと仮定すると \dot{p} 点は60 km/hとなる。

このような性能をもつ減速歯車付のモーターをもつ配列は色々ある。第14図に示す実施例は2つの単遊星歯車を直列したものである。モーターから出力軸O₂に至る伝動経路は低速及び後退の35時はハイクラッチCHを開放し、ローブレーキLBを結合して第3遊星歯車組 ℓ_3 のリングギヤを固定する。低速ではモーターを正転し、後退では逆転する。高速ではローブレーキLBを開放しハイクラッチCHを結合する。今仮に第2遊星歯車組40 ℓ_2 と第3遊星歯車組 ℓ_3 の寸法を同じとし、両者のリングギヤのピッチ円半径がサンギヤのピッチ円半径の ℓ 倍であるとする各速域に於ける出力軸のモーターのローターに対する減速比は

$$\text{低速: } R_1 = (\ell + 1)^2$$

$$\text{高速: } R_2 = (\ell + 1)$$

$$\therefore R_1/R_2 = (\ell + 1) \text{ となる。}$$

例えば $\ell = 2.0$ であるとする、 $R_1 = 9.0$, $R_2 = 3.0$, $R_1/R_2 = 3.0$ となる。

この図では発電機GFとモーターMRの間はプロペラ軸Pで継いである。それは発電機をエンジンと一体にし、モーターはこれと分離して後車軸に近く配置することで車両の重量分布を改善するのに役立たせることができる。第15~17図は他の減速歯車組の配列を示す。この3つの例は何れもプロペラ軸Pは第2遊星歯車組 ℓ_2 のリングギヤ

一、第3遊星歯車 ℓ_3 のキャリアと結合し出力軸に接続する。又第2遊星歯車組のサンギヤと第3遊星歯車組のリングギヤは結合し、ハイブレーキHBと接続する。第2遊星歯車の組キャリアはローブレーキLBに接続し、第3遊星歯車組のサンギヤはモーターのローターMRに接続する。車両が低速又は後退運動をする時はハイブレーキHB20を開放してローブレーキLBを結合して第2遊星歯車のキャリアを固定する。車両を高速で前進させる時はローブレーキLBを開放し、ハイブレーキHBを結合して第3遊星歯車組のリングギヤを固定する。この時は第2遊星歯車組のキャリア

25は低速で生転するのでローブレーキと並列に図の点線で示す様な方向クラッチCOを用い、第2遊星歯車のキャリアは正転を許すが逆方向にロックされる様にする。と低速前進では何れのブレーキも固定せずに開放しても第2遊星歯車は反力を受けて逆転しようとするのを止められてローブレーキ30を作用させたと同じ条件になつて出力軸は低速前進する。高速になる時はハイブレーキを作用させると直ちに高速状態となり低速から高速に移る時の変速ショックを防止できる。(第14図の場合も点線の位置にワンウェイクラッチCOを用い同様にできる)。

これ等の歯車組のリングギヤのサンギヤに対する歯数比を第2遊星歯車組では ℓ_2 、第3遊星歯車組では ℓ_3 とすると、各減速比は

$$\text{低速: } R_1 = \ell_2 (\ell_3 + 1) + 1$$

$$\text{高速: } R_2 = \ell_3 + 1$$

$$\therefore R_1/R_2 = (\ell_2 \ell_3 + \ell_3 + 1) / (\ell_3 + 1)$$

例として $\ell_2 = \ell_3 = 2.4$ と仮定すると $R_1 = 9.16$, $R_2 = 3.4$, $R_1/R_2 = 2.7$ となる。

第18～20図まではモーターを車両の最後部に配置し減速歯列とモーターの中間にハイポイドギヤーHPG, HCGを用いて後車軸RSを回転させる場合を示す。減速歯車列の配列はそれぞれ第15～17図と同様であり、各歯車の作動も同じであるが、出力軸 O_2 は第3遊星歯車組のキャリアに対しプロペラ軸とは反対側に取りつけられている点が相違している。これ等の図はエンジンよりの入力軸、発電機その他は省略してあるがその機能も前例と同じである。この場合の出力軸 O_2 は中空軸となり、その中にはモーターよりの伝導軸があつて後方よりモーターのトルクを第3遊星歯車組のサンギヤーに伝える。出力軸にはハイポイドビニオルギヤーHPGを取りつけ、これに噛み合うクラウンギヤーHCGに動力を伝え後車軸RSを回転させる。第1～15図の実施例では第3図に示す様に走行抵抗が機械的伝達トルクと平衡を保つた点における出力軸の回転速度は4000rpmになり、これを車速に直すとほぼ100km/hに近い。これは郊外を走るには丁度良いが市内走行には早すぎるので市内では常にその余裕馬力は発電に消費しなければならないので発電が過剰になる心配がある。その1つの対策はエンジンを比較的小さくしてモーターの負担する馬力を大きくすることである。他の一つの対策はエンジンに対し出力軸をオーバードライブの状況にして発電、登坂、最高速走行の時はエンジン出力を充分に利用し、市内走行の時は出力軸よりもエンジン回転速度を低くしてエンジンの発生馬力を制限してその出力のみをもつて走行抵抗と平衡を保つ方法である。以下その内容について説明を行なう。第21図はその基本型となるもので、第1図に対し遊星歯車組と発電機を反対配置とし、発電機のロータGRをオーバードライブブレーキOBによつて停止する時はエンジンに対し出力軸はオーバードライブの関係になる。第22図はさらにモーター側のロータより出力軸 O_2 に対して減速して伝導するようにし、モーターを高速軽量化するものでモーターの作用は第8図と同じである。第9、10図の配置も可能であるがその作用も同じであるので説明は省略する。この両者における出力軸回転速度に対する各メンバーの回転速度の関係を第23図に示す。点線はオーバードライブにしない時のサンギヤーの回転速度 N_s とキャリアの回転

速度 N_i であるが、オーバードライブにするためにブレーキを作用させるとサンギヤーは止まり N_s に示す様になる。さらに入力軸につながるキャリアの回転速度は N_{i0} となり、出力軸よりは低い速度で回転する。これ等のトルクの関係はオーバードライブにしない時は第3図と同じであるが、オーバードライブにした時は第24図に示した様に機械的伝達トルクは減少する。モータートルクはその上加えられるが全体としては第3図より小さい出力トルクとなる。又この時は発電機には発電作用を行なわせていないので電気的にはモータートルクは全域が放電域になる。もしこの時に発電機に発電作用を行なわせるとそれに消費された動力に相当する分だけ機械的伝達トルクは減少する。平地における走行抵抗を $i k l$ とするとその線と機械的伝達トルク線 $a c$ の交点 k が機械的伝達トルクと走行抵抗の平衡する点である。図ではこの点の走行速度は約50km/h附近になっているがもしこれより低速で走る時は発電機を作用させ、高速にする時はモーターを作用させる様にアクセルペダルの指示によりコントローラーを操作すると良い。

この状態ではエンジンは常に出力軸より低速回転を行なうので静かな運転を期待出来るが、もしその回転が下がりすぎてエンジンがノックする位になるとオーバードライブブレーキを解除して平常の状態にすることができる。第25図はモーター側に2速減速装置をつけた場合で第14図に相当する歯車列である。第15～17図に相当するものも可能であるが、これ等の図を比較すれば容易に理解できるので省略する。第26図は最終減速歯車をハイポイドギヤーにして減速歯車列とモーターの中間に頭した場合でも第18図に相当した歯車列の場合を示す。第19、20図に相当した歯車例も可能であることは容易に理解できるので説明は省略する。第27図はこの場合のトルク曲線を示す。横軸に出力軸の回転速度を取り、縦軸に各種の運転条件に応じた出力軸トルクをエンジントルクにする対比で示した。点線及び一点鎖線は第13図に示す低速域と高速域と同じである。実線は市内走行に適する中速域で発電機側はオーバードライブの状況にしてモーターは第25図ではハイクラッチCGを結合し、第26図の時はハイブレーキHBを結合して高速

状態にした場合である。この構造では発進及び登坂の時は低速域の状態とし、市内走行では中速域、最高性能を要求される時は高速域の状況にアクセルペダルと車速ガバナーの信号によりコントローラCTを作用させ、それぞれオーバードライブブレーキOB、ローブレーキLB又はハイブレーキHBを作動させ発電機及びモーターの制復を行なえるあらゆる走行条件に適合した運転操作が可能であり、現在の強力なエンジンによる走行運動性をそれより小さいエンジンと蓄電池エネルギーによつて達成出来る。尚前記各種実施例中に示された遊星歯車装置は第28、29図に示す如き内歯歯車のない遊星歯車組装置に変更実施することもできる。第28、29図に於いてCはキャリア、 S_1, S_2, S_3 は第1、第3のサンギヤー、 P_1, P_2, P_3 は第1、第2、第3のプランネットギヤーに相当し、単純遊星歯車組と同様の作用をする。

第30図に示すものはその基本的なもので、第8図に相当するものである。

第31図はモーターの減速を2速に変える場合であつて、その第2遊星歯車組は第29図に示したものである。

第32図は終減速歯車をハイポイドギヤーにしてモーターをとの後に配列した例である。その作用は第30図と同一であるので特に説明しない。又この場合に第2遊星歯車組を第29図と同様にすることも可能なことは前列より容易に理解できる。

又これ等の配列は前記したようにプロペラ軸をエンジンに対してオーバードライブすることも可能である。特にそのためには図示しなかが一例として第30図の場合は車両が高速になつた場合にロータリーフィールドGFを固定すればアマチュア側なキャリアより高速に回転する。即ち第14図の回転フィールドと発電機ロータの関係

特許請求の範囲

1 内燃機関を原動機とし発電機と電気モーター組を合せて変速機とする車両用伝動装置において、

内燃機関よりの入力軸は単純遊星歯車組のキャリアに結合し、単純遊星歯車組のサンギヤーは発電機のアマチュアに結合し、その単純遊星歯車組のリングギヤーは発電機の回転フィールド及び出力軸に結合し、モーターのフィールドは車両に固定し、モーターのアマチュアは前記の出力軸に結合し、この出力軸に与えられた原動機のトルクとモーターのトルクとの和で車両を駆動し、前記遊星歯車組のサンギヤーとリングギヤーの回転速度の差で発電を行ない、別に備えられた蓄電池に電力を一時貯え、発進、急加速、登坂、高速高速時等においてこの電力を再生して電気モーターに送り高出力を得ることを特徴とする差動型無段電動変速機。

2 内燃機関を原動機とし発電機と電気モーターを組合せて変速機とする車両用伝動装置において内燃機関よりの入力軸は単純遊星歯車組のキャリアに結合し、該単純遊星歯車組のサンギヤーは発電機のアマチュアに結合し、その単純遊星歯車組のリングギヤーは発電機の回転フィールド及び出力軸に結合し、モーターのフィールドは車両に固定し、モーターのアマチュアは前記の出力軸に減速装置を介し結合して電気モーターを高速回転させて小型化する事の特徴とする差動型無段電動変速機。

3 請求範囲1,2において発電機の第1回転子にオーバードライブブレーキをケースとの間にもうけ、この回転部分を回転又は停止の何れの作用も可能とし、通常の運転ではこの出力軸にあたえられた原動機のトルクと電気モーターのトルクとの和で車両を駆動し、発電出力は蓄電池に電力を一時貯え、発進、急加速、登坂、高速時等にこの電力を再生して電気モーターに送つて高出力を得ると共に経済運転の時にはオーバードライブブレーキを作用させて原動機に対して出力軸を高速で回転させ、同一車両速度に対し原動機の回転速度を低下させて出力を減少させ、その出力と車両走行抵抗の過不足は発電機で吸収させるか、電気モーターによつて出力を発生させるかによつて調整することを特徴とする差動型無段電動変速機。

4 請求範囲1-3に於いて単純遊星歯車組を内歯歯車のない遊星歯車組に置きかえたことを特徴とする差動型無段電動変速機。

図 1

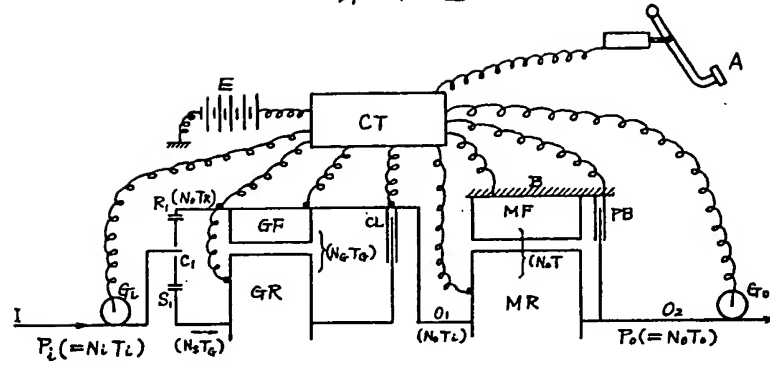
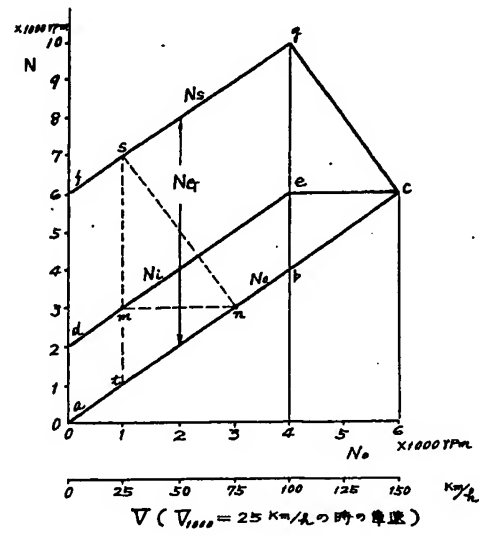


図 2



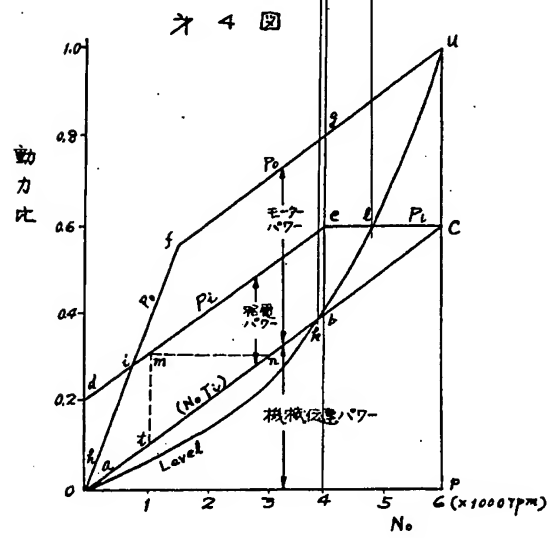
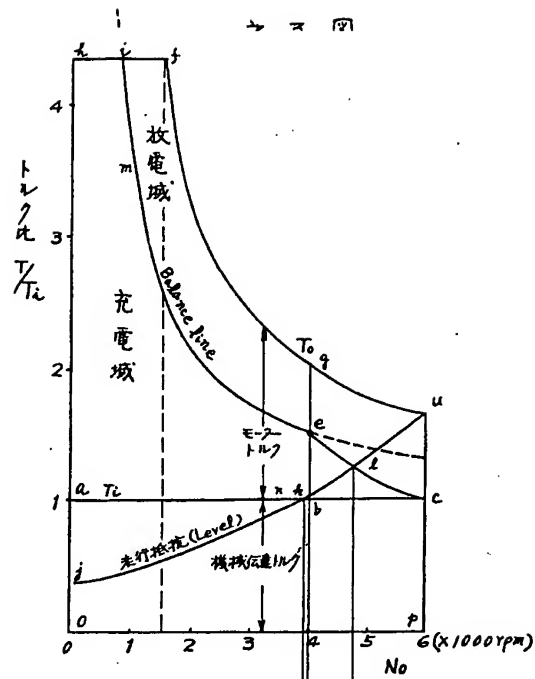


図 5

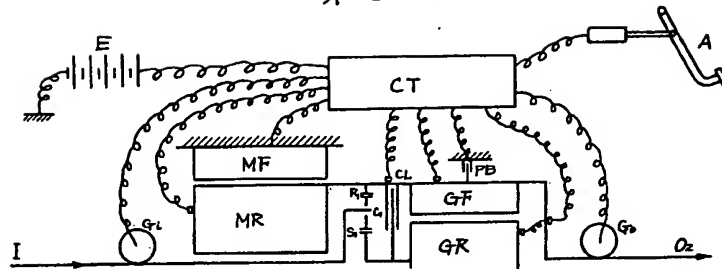


図 6

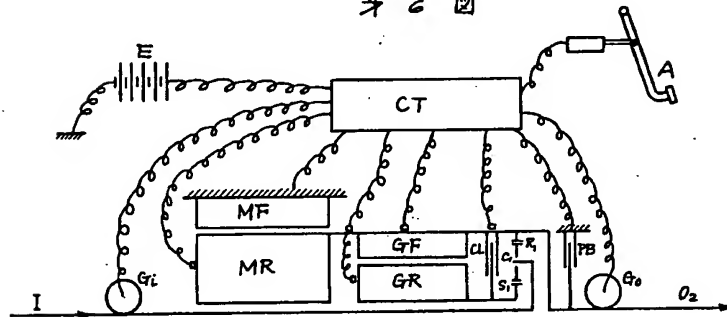


図 7

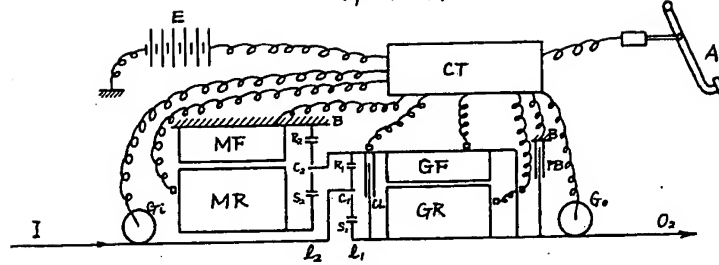


図 8

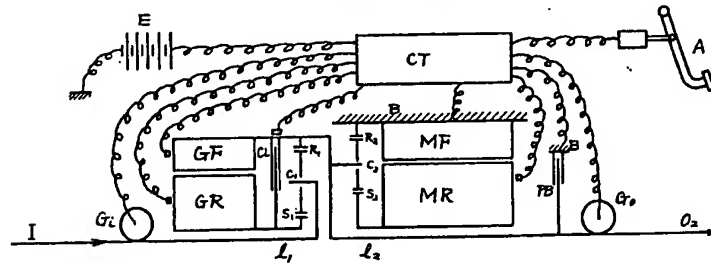
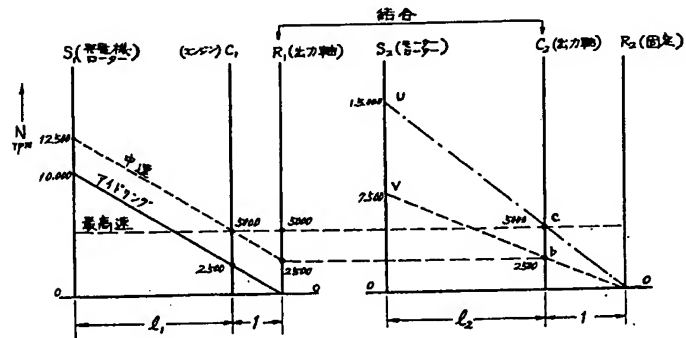
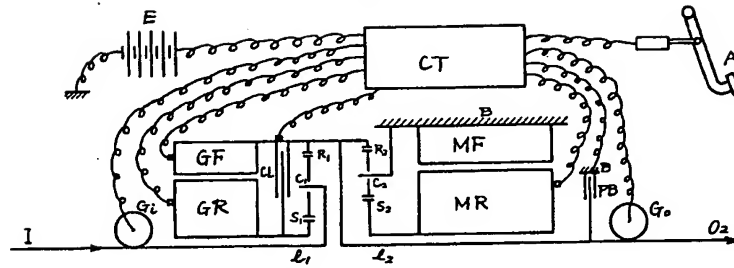


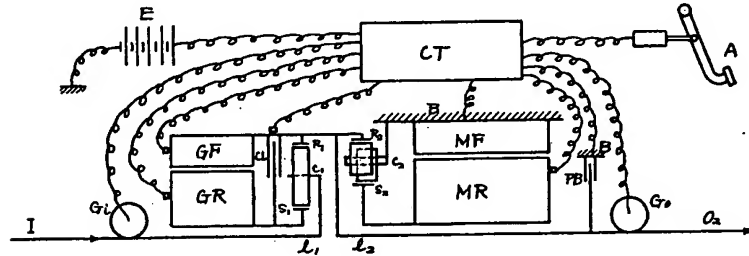
図 9



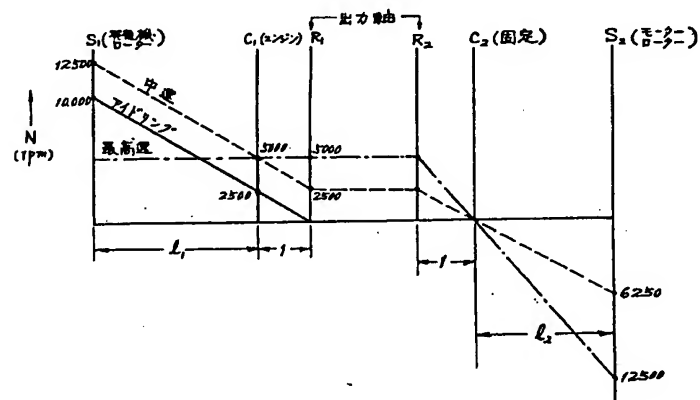
才 10 図



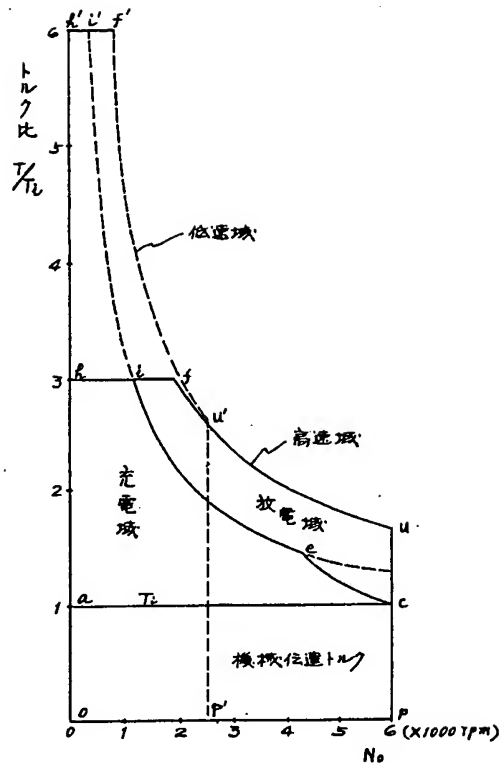
才 11 図



才 12 図



* 13 図



* 14 図

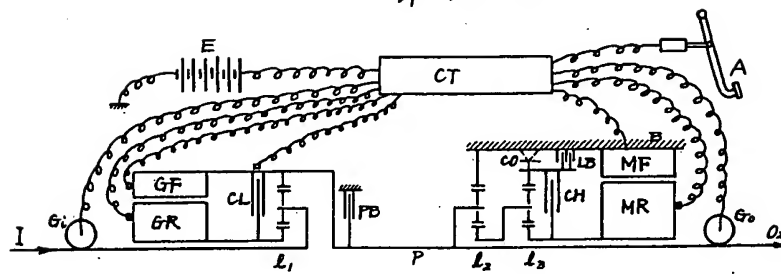


図 15

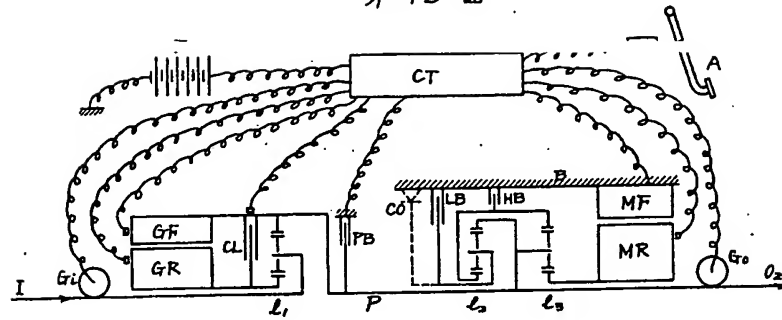


図 16

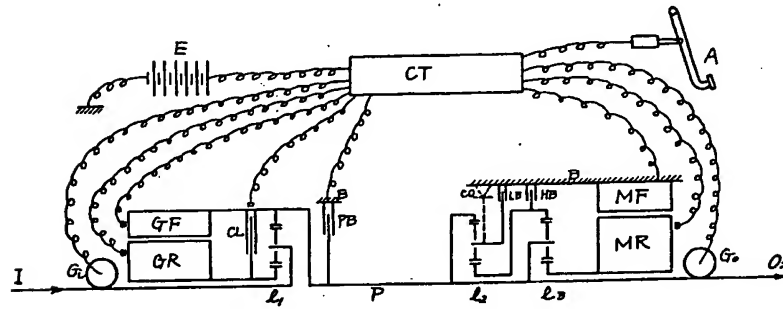


図 17

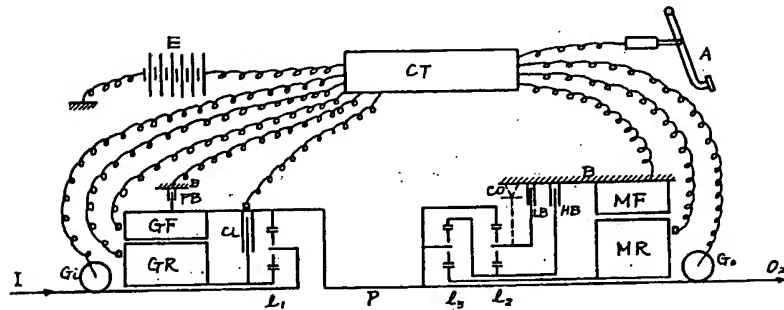


図 18

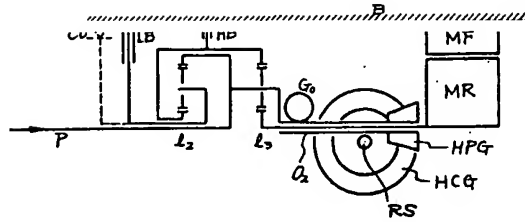


図 19

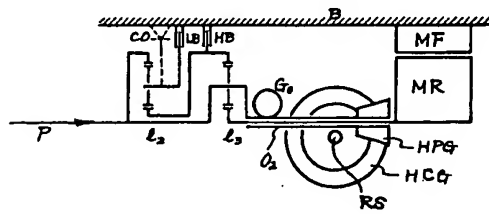


図 20

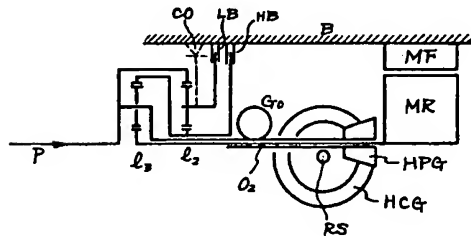


図 21

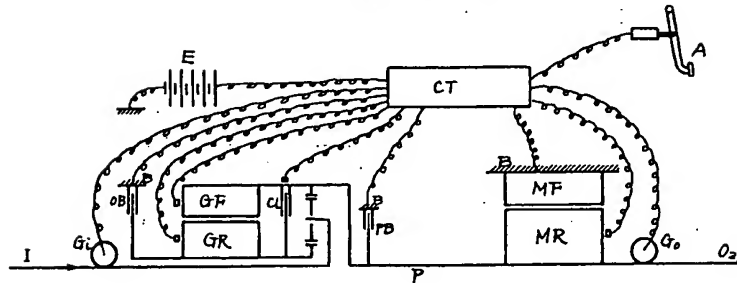


図 22

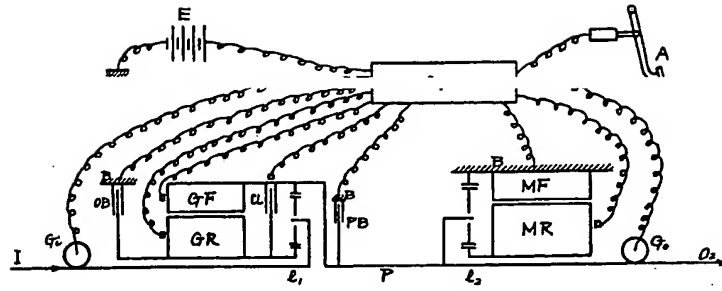


図 23

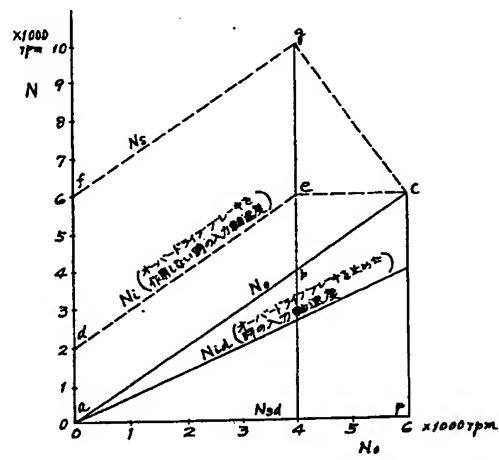


図 24

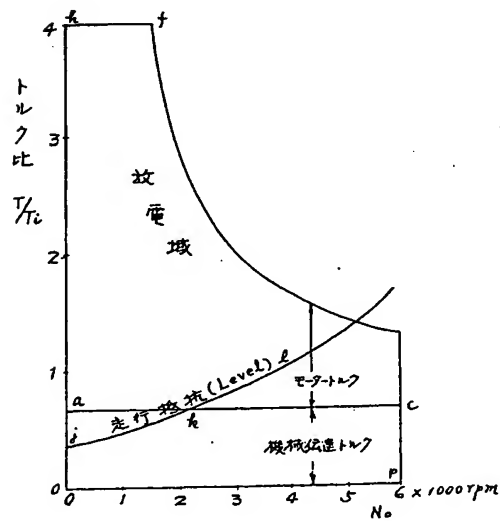


図 25

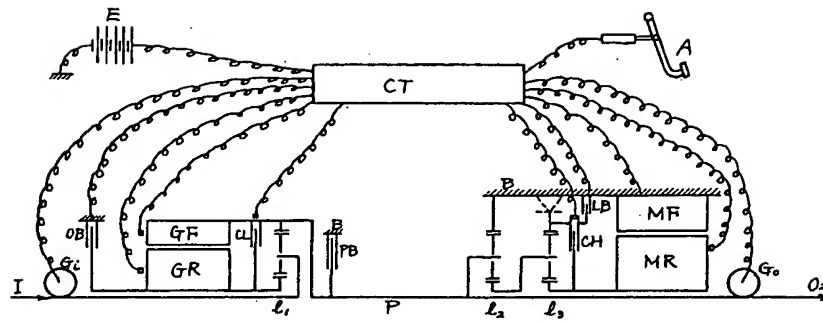


図 26

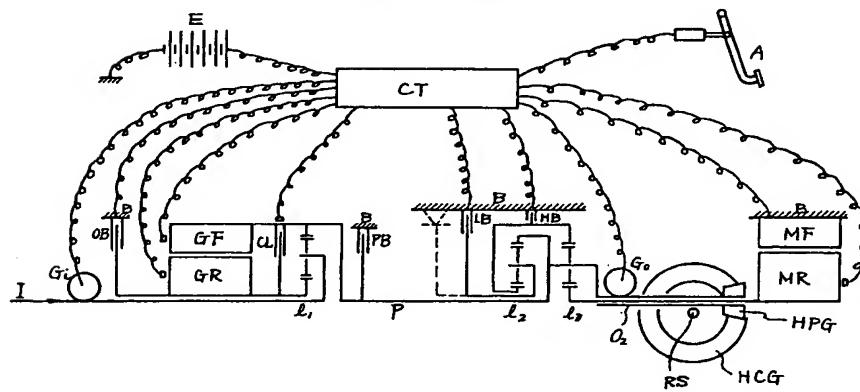


図 27

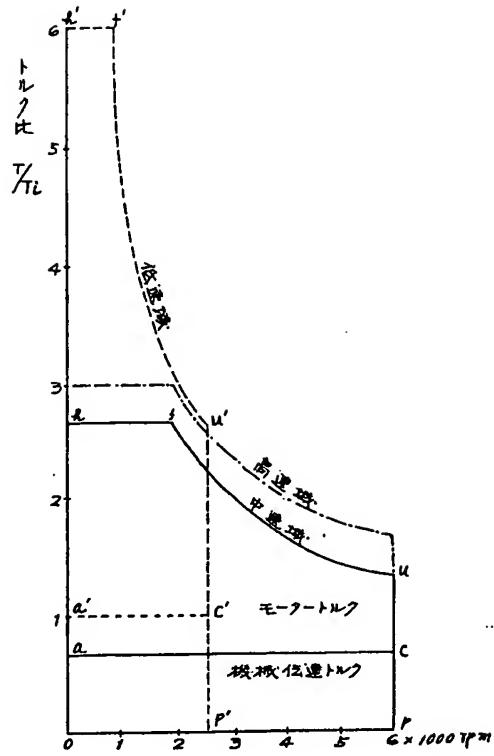


図 28

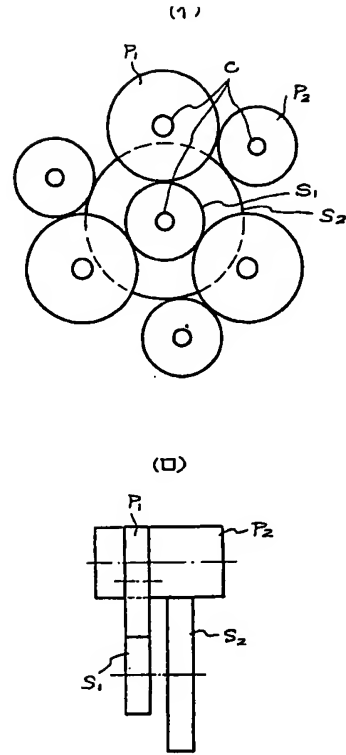


図 29

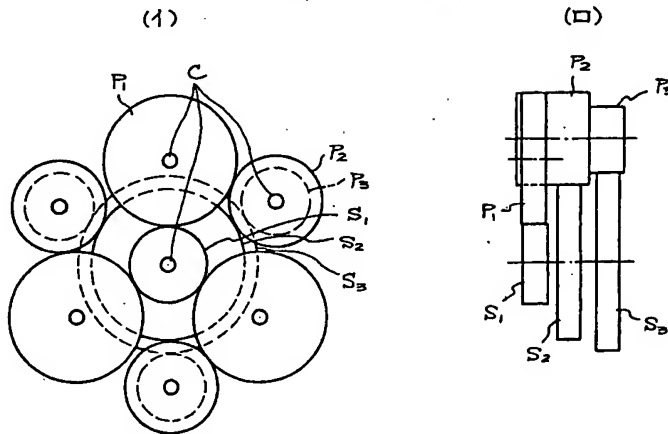


図 30

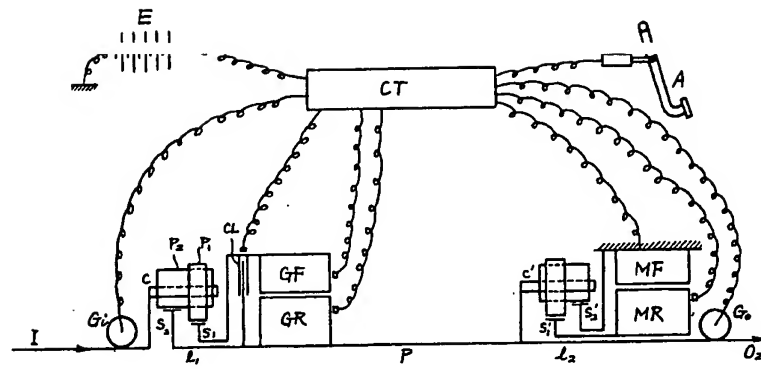


図 31

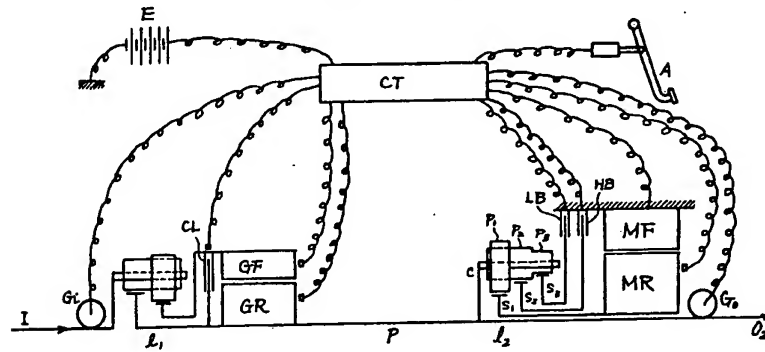


図 32

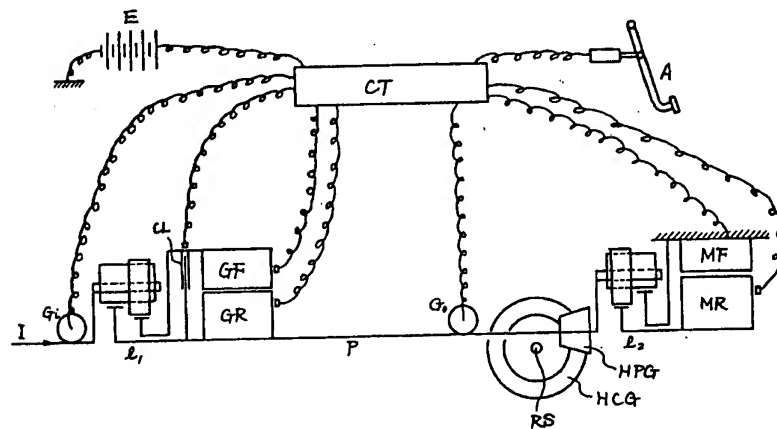
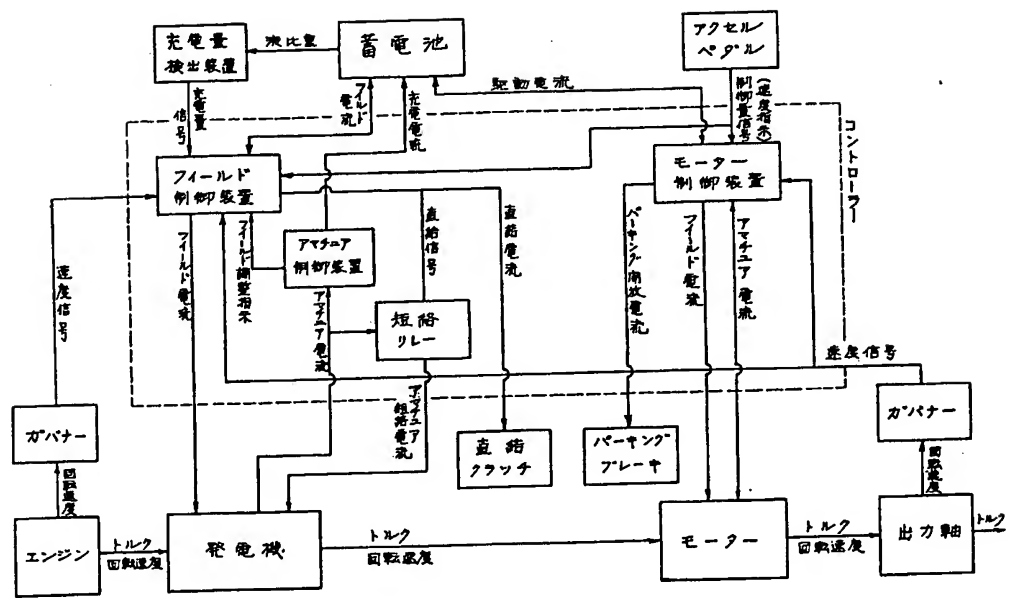


図 33



(From Line 1 of Column 1)

5 BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWING

Fig. 1 is a skeleton drawing of one embodiment of the present invention. Figs. 2 to 4 are characteristic diagrams of the embodiment: Fig. 2 is a diagram of revolution speed of each part corresponding to the revolution speed of an output shaft, Fig. 3 is a
10 torque characteristic diagram, and Fig. 4 is a power characteristic diagram. Figs. 5 to 8 show modified examples, and Fig. 9 is a velocity diagram of Figs. 7 and 8. Figs. 10 and 11 also show modified examples, and Fig. 12 is a velocity diagram of Fig. 10. Figs. 13 to 20 are explanatory diagrams in the case of decelerating
15 a motor 2 in two speed: Fig. 13 is a torque characteristic diagram of that case, and Figs. 14 to 20 individually show modified examples of that case. Figs. 21 to 27 are explanatory diagrams of a type which is allowed to overdrive to an engine: Figs. 21 and 22 show an embodiment of that, Fig. 23 is a velocity diagram of that, Fig. 24 is
20 a torque relationship diagram corresponding to speed of a vehicle, Figs. 25 and 26 show another embodiments, and Fig. 27 shows another example of a torque characteristic diagram. Figs. 28 and 29 show two examples of a planetary gear set mechanism having no internal gear, which is applicable to the present invention: in each
25 drawing, ∇ is its front view, \square is its side view, and Figs. 30 to 32 show an embodiment of that. Besides, Fig. 39 shows an example of

:
:
electricity receipt relationship diagram.

DETAILED DESCRIPTION OF THE INVENTION

The present invention relates to a differential type
5 electromotive continuously variable transmission, and basically, it
has been conceived based on a concept as an automatic
transmission of an electric motor-driven type. However, this
invention can be utilized as a hybrid type electric vehicle by means
of employing an appropriate storage battery. Moreover, a split
10 method is employed for power transmission: one of the routes is to
convert energy by an electric generator or an electric motor, and the
other route is to transmit energy mechanically directly. Therefore,
transmission loss is very seldom.

Furthermore, it is possible to use only mechanical drive mainly for
15 normal driving. Compared with an ordinary gasoline-fueled
automobile, air pollution due to emission is rather less, because a
smaller capacity engine is employed and a throttle valve is always
fully opened. A total of an engine output and a motor output is a
total power output so that a smaller than that of ordinary hybrid
20 method which utilizes only the motor output is sufficient. The
electrical output is used together with the engine output only for
starting to move, climbing a hill, or outputting a maximum speed
whereas the electric power is not used for driving on a flat road, so
that there is an advantage as it is sufficient for the storage battery
25 to have a small capacity.

The first example of the present invention will be described

hereinafter. An input power from the engine is applied to a carrier of a simple planetary gear mechanism and then distributed to a sun gear and a ring gear. Energy of the sun gear rotates a rotor of the electric generator to generate electricity. The ring gear is
5 connected directly with an output shaft so that a power is transmitted for moving the vehicle mechanically. However, this torque is insufficient to start moving and climbing a hill. Therefore, the energy generated electrically is applied to the motor connected directly with the output shaft to be regenerated as a
10 bigger torque. The sun gear rotates at a higher speed than the output shaft when the vehicle is stopped so that the electric generator can be downsized. It is possible to be speed up the motor in case of the route from the motor to the output shaft by reducing the speed so that the motor also can be further downsized.

15 Moreover, a bigger output power can be obtained by means of rotating the motor at a high speed by shifting to the second gear when the vehicle is traveling at a low speed. Also, the engine output corresponding to a traveling resistance can be obtained under overdrive status while the output power is transmitted from
20 the engine to the output shaft by means of rotating the engine side at a lower speed than the output shaft. Fig. 1 is a skeleton drawing showing an example of the present invention. Power P_i transmitted to an input shaft I from the engine is then transmitted to the carrier C_1 of the planetary gear and split in two. The sun
25 gear S_1 of the planetary gear rotates a rotor GR of the electric generator, while the ring gear R_1 rotates a field GF. The field GF

of the electric generator is directly connected with an intermediate shaft (output shaft) O_1 and rotates simultaneously. The relationships among the input shaft I, the intermediate shaft O_1 , and the rotor GR of the electric generator are as shown in Fig. 2.

5 A rotor MR of the motor is installed on the intermediate shaft O_1 . A field MF of the motor is fixed to a vehicle body B, and the rotor MR is connected with an output shaft O_2 . A controller CT makes the electric generator generate electricity with keeping the difference of the rotating speed of the field and the rotor by
10 controlling a field current of the electric generator to adjust an absorbed torque of the electric generator, and then sends the current to a storage battery E. For that purpose, the input shaft I (or the engine) and the output shaft O_2 comprise governors G_i and G_o . An instruction is given to the controller CT by an accelerator
15 pedal A to compare the rotating speed of the output shaft, so that a driving torque of the motor is controlled. A generation torque of the motor can be increased to accelerate a vehicle when the accelerator is stepped, while the control is executed utilizing the motor itself as the electric generator to recovering the electricity
20 when the accelerator is released. Besides, CL represents a directory-coupled clutch, and PB represents a parking brake.

(From the Line 2 of the column 7)

25 In Fig. 7, the speed of the electric generator is increased against the input shaft I, and the speed of the output shaft O_2 is

reduced against the motor. As shown in Fig. 8, to arrange the electric generator forward is convenient for the arrangement of a flash, and enables to separate the electric generator and the motor and connect those with a propeller shaft.

5 Fig. 9 is a velocity diagram of Figs. 7 and 8 with assumption of $l_1 = 3$, $l_2 = 2$ ($N_i \text{ max} = 5000\text{rpm}$, $N_s \text{ max} = 15000\text{rpm}$). Each longitudinal line is a functional scale showing the revolution speed of each gear, and diagonal lines are showing that the relation of the speed of each gear is in a straight line.

10 In Fig. 10, direction of the revolution has to be opposite, but the speed reduction ratio can be small.

As shown in Fig. 11, the speed reducing ratio of the motor becomes small in the forward direction, if double pinion type planetary gear sets R_{2i} , C_{2s} , and S_g are employed.

15 Fig. 12 is a velocity diagram of Fig. 10 with assumption of $l_1 = 3$, $l_2 = 2.5$ (maximum revolution speeds of the electric generator and the motor are congruent with each other).

There is an anxiety on each of aforementioned example, such as sufficient power cannot be outputted in case of starting to move
20 on an abrupt slope. As a countermeasure for that, it is effective to employ the power transmitting route from the motor to the output shaft as a two speed axle device, a low speed range of which is used for starting to move and climbing a hill, and a high speed range of which is used while driving a flat road.

25 Fig. 13 is a performance curve and in this case, in which o, h, f, u, p represent a performance curve in the low speed range, and o',

h', f', u', p' represent a performance curve in the high speed range. The magnitude of the torque ah is three times as big as cu , however, the speed reduction ratio is assumed as 2.5. so that ah is 7.5 times as big as cu , and h' is three times as big as pu . If the speed of the vehicle at point p is assumed as 150km/h, the speed at point p' is 60km/h.

There are various arrangements with a motor with a speed reducing gear, which comprises such characteristic. In the embodiment shown in Fig. 14, two simple planetary gears are arranged in line. The power transmitting route to the output shaft O_2 from the motor releases a high clutch CH in case of low speed driving and reversing, and then fixes the ring gear of the third planetary gear set l_3 by engaging a low break LB. The motor is rotated in the forward direction in case of low speed driving, and rotated in the opposite direction in case of driving reversal. The low break LB is released and the high clutch CH is engaged in case of a high speed driving. Now, assuming dimensions of the second planetary gear set l_2 and the third planetary gear set l_3 are same, and assuming pitch arcuate radii of the ring gears of those are l -times as the pitch arcuate radius of the sun gear, a speed range ratio of the motor of the output shaft to the rotor in each speed range is as follows:

Low speed: $R_1 = (l + 1)^2$

High speed: $R_2 = (l + 1)$

$\therefore R_1 / R_2 = (l + 1)$

For example, if $l = 2.0$, $R_1 = 9.0$, $R_2 = 3.0$, and $R_1/R_2 = 3.0$.

In this figure, the electric generator GF and the motor MR are connected through the propeller shaft P. It can be utilized for improving a weight distribution of the vehicle by means of integrating the electric generator and the engine, and arranging
5 the motor in the vicinity of the rear driving shaft with separating from those. Figs. 15 to 17 show another set of speed reduction gears. In any of those three examples, the propeller shaft P is engaged with the ring gear of the second planetary gear set I_2 and with the carrier of the third planetary gear set I_3 , being connected
10 with the output shaft. Also, the sun gear of the second planetary gear set I_2 and the ring gear of the third planetary gear set I_3 are engaged together and connected with the high brake HB. The carrier of the second planetary gear set is connected with the low brake LB, and the sun gear of the third planetary gear set is
15 connected with the rotor MR of the motor. When the vehicle travels at a low speed or backward, the carrier of the second planetary gear set is fixed by means of releasing the high brake HB and engaging the low brake LB. When the vehicle travels forward at a high speed, the ring gear of the third planetary gear set is fixed
20 by means of releasing the low brake LB and engaging the high brake HB therewith. Since the carrier of the second planetary gear set rotates forward at this time, if the carrier of the second planetary gear set is allowed to rotate forward but locked in the opposite direction using an one-way clutch CO as depicted with
25 dotted lines in the figure in parallel with the low brake, a condition becomes same as actuating the low brake at a low speed traveling

by preventing the second planetary gear from backward rotation in consequence of a reaction force even if any of brakes is released without being fixed, and therefore the output shaft rotates forward at a low speed. It becomes high-speed status immediately if the
5 high brake is actuated, so that the shift shock while transiting from low speed to high speed is thereby prevented. (In case of Fig. 14, that can be executed using the one-way clutch CO at the position of dotted lines.)

10 (From the Line 1 of Column 9 to Line 42 of Column 10)

Figs. 18 to 20 show that the motor is arranged at the rearmost portion of the vehicle and there are provided hypoid gears HPG and HCG between the speed reduction gears train and the
15 motor so as to rotate a rear drive shaft RS. The arrangement of the speed reduction gear train is similar to those shown in Figs. 15 to 17, and operation of each gear is also same, but it is different from the previous embodiment that the output shaft O₂ is mounted to the carrier of the third planetary gear set oppositely against the
20 propeller shaft. Though the input shaft from the engine, the electric generator and so on are omitted in these drawings, their functions are also similar to those of the previous embodiment. In this case, the output shaft O₂ is hollow through which a transmission shaft is provided for transmitting a torque from the
25 motor to the sun gear of the third planetary gear set. A hypoid pinion gear HPG is mounted on the output shaft and transmits the

power to a crown gear HCG meshed therewith so as to rotate the rear drive shaft RS. In the embodiments of Figs. 1 to 15, the revolution speed of the output shaft is 4000rpm. at the point where the traveling resistance is balanced with the mechanical transmission torque, as shown in Fig. 3, and this is almost 100km/h if it is translated into vehicle speed. This speed is appropriate to drive in suburbs, but too fast to drive in cities. Since a redundancy of horsepower always has to be consumed for generating the electricity, there is an anxiety for generation of electricity to be excessive. One countermeasure is to downsize the engine comparatively to increase the horsepower of the motor.

Another countermeasure is that the output shaft is overdriven to the engine so as to utilize the engine output sufficiently while moving a vehicle, climbing a hill, and driving at a maximum speed; on the other hand, the engine speed is made lower than the output shaft speed and restricted its horsepower, thereby to balance the traveling resistance only with the output power while driving in the cities. The contents of such method will be described hereafter.

Fig. 21 is a fundamental form, oppositely arranging the planetary gear set and the electric generator in contrast to Fig. 1. According to Fig.21, moreover, the output shaft is overdriven to the engine when a rotor GR of the electric generator is halted by an overdrive brake OB. In the Fig. 22, the transmission is executed from the rotor of the motor side with further reduction of the speed of the output shaft O₂, for speeding up and weight saving of the

motor. The action of the motor is same as that shown in Fig. 8. Arrangements according to Figs. 9 and 10 are also possible to be employed, however, further explanation is omitted because their actions are also same as above. The relation between the
5 revolution speed of each member and the revolution speed of the output shaft of both arrangements is shown in Fig. 23.

The dotted line represents the revolution speed N_s of the sun gear and the revolution speed N_i of the carrier when they are not overdriven. If the brake is actuated to have the status
10 overdrive, the sun gear is stopped as indicated with N_{sd} . Moreover, the revolution speed of the carrier connected with the input shaft becomes N_{ib} and rotates at a lower speed than that of the output shaft.

Those torque relationships are similar to that Fig. 3 shows
15 under non-overdrive status, but the mechanical transmission torque is reduced under overdrive status, as shown in Fig. 24. A motor torque is added thereto, but becomes smaller output torque as a whole than that shown in Fig. 3. Since the electric generator is not executing electric generating action on this occasion, the
20 whole region of the motor torque becomes discharging zone electrically. If the electric generator executes electric generating action on this occasion, the mechanical transmission torque corresponding to the consumed power is reduced. Assuming the traveling resistance at the flat road as ikl , an intersecting point k
25 of the mechanical transmission torque line ac and the line is the balancing point between the mechanical transmission torque and

the traveling resistance. The driving speed of this point is around 50km/h in the drawing, but it is better to actuate the electric generator while driving in lower speed than this. and to operate a controller in accordance with instructions of the accelerator pedal
5 as actuating the motor for turning to high speed.

Because the engine always rotates at a lower speed than that of the output shaft in this condition, it is possible to expect a quiet driving. On the other hand, if the rotating speed is lowered enough for the engine to knock, a normal condition may be achieved
10 by releasing an overdrive brake. Fig. 25 shows a gear train corresponding to that shown in Fig. 14, in case of arranging a two-speed axle device on the motor side. A gear train corresponding to that of Figs. 15 to 17 is also possible to be employed, but explanations for that will be omitted since that is
15 easily understood with referring to the drawings. Fig. 26 shows a gear train corresponding to that shown in Fig. 18, arranging a final speed reduction gear as a hypoid gear at the intermediate portion between a speed reduction gear train and the motor. Since it is easy to understand that such trains of gears as corresponding to
20 Figs. 19 and 20 are also possible, further explanations will be omitted. Fig. 27 shows a torque curve in this condition. A horizontal axis represents a rotating speed of the output shaft, and a vertical axis represents an output shaft torque in accordance with each driving condition, in contrast to an engine torque. A dotted
25 line and a dashed line are same as a low-speed range and a high-speed range shown in Fig. 13.

(From line 11 of Column 11)

...The planetary gear system shown in said each embodiment may
5 be replaced with a planetary gear set system having no internal
gear as shown in Figs. 28 and 29. In Figs. 28 and 29, C
corresponds to a carrier, S_1 , S_2 , S_3 correspond to a first and a third
sun gears, and P_1 , P_2 , P_3 correspond to a first, a second, and a third
planetary gears, acting same as the simple planetary gear pair.

10 A depiction of Fig. 30 is basic and corresponds to Fig. 8.

Fig. 31 is in the case of changing a deceleration of a motor in
two-speed, with the second planetary gear set corresponding to that
shown in Fig. 29.

Fig. 32 is an example showing a final speed reduction gear
15 adopted as a hypoid gear and the motor arranged rearward. Since
its function is same as that of Fig. 30, a particular explanation for
that will be omitted. In this case, moreover, it will be easy
understood from the above embodiment that the second planetary
gear set may be same as that of Fig. 29.

20 According to these arrangements, moreover, the propeller
shaft may be overdriven to the engine. For example, not shown
especially but in case of Fig.30, if the rotary field GF is fixed when
a vehicle is at a high speed, it rotates at a higher speed than the
carrier of the armature side. That is, the relationship between the
25 rotary field and the rotor of the electric generator in Fig. 14 is
replaced with the one between the armature of the electric

generator and the rotary field in Fig.30. That construction is easily made if an overdrive brake is mounted on the rotary field and a parking brake is mounted on the propeller shaft.

[Claims]

- 5 1. A differential type electromotive continuously variable transmission in a transmission device for a vehicle which is constructed of a internal combustion engine as a prime mover and an electric generator combined with an electric motor as a transmission, characterized:
10 in that a high output is obtained by means of connecting an input shaft from the internal combustion engine with a carrier of a simple planetary gear set; connecting a sun gear of said simple planetary gear pair with an armature of the electric generator; connecting a ring gear of said simple planetary gear set
15 with a rotary field of the electric generator and an output shaft; fixing a field of a motor to a vehicle; connecting an armature of the motor with said output shaft; driving a vehicle by combined torques outputted from a prime mover and the motor, applied to said output shaft; generating electricity by a difference of revolution speed
20 between the sun gear and the ring gear of said planetary gear set and store the electricity temporarily in a storage battery provided separately, and: regenerating the electricity and sending it to the electric motor at moving a vehicle, at moving the vehicle, while accelerating abruptly, while climbing a up-hill slope, and while
25 driving at a high speed.

2. A differential type electromotive continuously variable transmission in a transmission device for a vehicle which is constructed of a internal combustion engine as a prime mover and an electric generator combined with an electric motor as a transmission, characterized:

in that an electric motor is rotated at a high speed and thereby minimized by means of connecting an input shaft from the internal combustion engine with a carrier of a simple planetary gear set; connecting a sun gear of said simple planetary gear set with an armature of the electric generator; connecting a ring gear of said simple planetary gear pair with a rotary field and an output shaft of the electric generator; fixing a field of the motor to a vehicle, and; connecting the armature of the motor with said output shaft through a deceleration device.

15

3. A differential type electromotive continuously variable transmission according to Claims 1 and 2, characterized:

in that a high output is obtained by means of arranging an overdrive brake at a first rotor of the electric generator between a case with allowing the rotating part both rotating and stopping; driving a vehicle by combined torques outputted from a prime mover and the motor, applied to said output shaft at a normal driving; storing an electric output temporarily in a storage battery, and; regenerating the electricity and sending it to the electric motor at moving the vehicle, while accelerating abruptly, while climbing a up-hill slope, and while driving at a high speed; and,

25

in that the overdrive brake is activated at an economical driving to rotate the output shaft at a high speed against the prime mover so as to reduce the revolution speed of the prime mover against same vehicle speed, and the excess or deficiency of the output and a vehicle traveling resistance is adjusted by absorbing with the electric generator or by generating an output with the electric motor.

4. A differential type electromotive continuously variable transmission according to Claims 1 to 3, characterized in that a simple planetary gear set is replaced with a planetary gear set having no internal gear.